نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۱۰، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۹، ص ۲۵۳-۲۴۱

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 10, No. 2, Fall- Winter 2020, p. 241-253

مطالعه ترموکمپرسور بخار به‌منظور کاهش مصرف انرژی در خط تولید شکر به روش دینامیک سیالات محاسباتی

عادل رضوانی وند فنائی[۱]، علی حسن پور[۲]*، علی محمد نیکبخت[۳]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۹/۱۱
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۱/۰۲

چکیده

ترموکمپرسور به‌وسیله قسمت همگرا- واگرا عمل فشرده‌سازی سیال ثانویه را انجام می‌دهد. سادگی و نداشتن بخش متحرک، از جمله مزیت‌های آن نسبت به کمپرسورهای مکانیکی است. فهم جامع از چگونگی عملکرد در داخل ترموکمپرسور، برای استفاده عملی از آن فوق‌العاده مفید خواهد بود. ویژگی‌های ترمودینامیکی جریان‌های ورودی و تغییرات آن‌ها در خروجی، مانند فشار، دما و سرعت نیازمند انجام شبیه‌سازی عددی می‌باشد. در این مطالعه از دینامیک سیالات محاسباتی و کدهای تجاری انسیس فلوئنت برای نمایش جریان داخل ترموکمپرسور در جهت استفاده در کارخانه تولید شکر استفاده شده است. حلگر بر مبنای چگالی به‌عنوان حلگر جریان انتخاب شد و شرط مرزی نوع "فشار ورودی" برای هر دو جریان اولیه و ثانویه در ورودی و شرط مرزی "فشار خروجی" برای مرز خروجی جریان اختلاطی اعمال گردید. از تابع دیواره‌ی استاندارد در نزدیکی دیواره استفاده شد. نتایج نشان داد که در بخش تخلیه ترموکمپرسور، فشار از ۰/۱ بار به ۰/۳۲ بار تقویت شد و دما افزایشی در حدود ۲۵ درجه نسبت به جریان ثانویه داشت. همچنین عدد ماخ به حدود ۰/۱۵ کاهش یافت. برای درک بهتر پدیده اتفاق افتاده در داخل ترموکمپرسور تصاویر گرافیکی آورده شد. در کانتور مربوط به عدد ماخ ابتدا جریان به‌صورت فراصوت ایجاد شد، سپس با گذر از بخش سطح ثابت یک شوک اتفاق افتاد و جریان در دیفیوزر به‌صورت فروصوت درآمد. در انتها، نتیجه‌گیری شد که دینامیک سیالات محاسباتی از پتانسیل خوبی برای پیش‌بینی عملکرد یک ترموکمپرسور به‌منظور استفاده در یک کارخانه تولید شکر برخوردار است.

واژه‌های کلیدی: انرژی مصرفی، ترموکمپرسور، دینامیک سیالات محاسباتی، روش حجم محدود

مقدمه

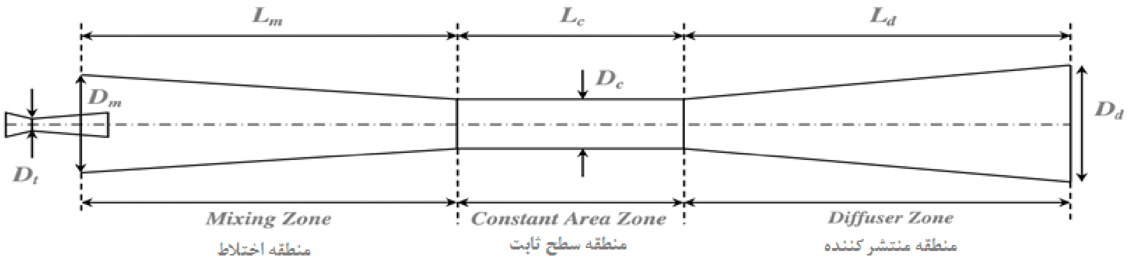
کارخانه‌های صنعتی بزرگ اغلب مقادیر قابل‌توجهی از بخار با فشار پایین (بخار مرده) را به اتمسفر تخلیه می‌کنند، که این اقدام سبب هدررفت انرژی می‌گردد. بازیابی محتوای گرمای نهان بخار با فشار پایین، بار بویلر را کاهش می‌دهد، که نتیجه آن در قالب صرفه‌جویی در انرژی و کاهش هزینه برای سوخت مصرفی (به‌عنوان مثال، فیش گاز مصرفی یک کارخانه) قابل مشاهده است. از پتانسیل‌های بخار کم‌فشار در فرآیندهایی چون تقطیر، تولید آب گرم، گرمایش فضا یا تولید خلاء استفاده می‌شود. اگر فشار بخار برای کاربرد مدنظر، کم باشد، یک ترموکمپرسور بخار قادر است، فشار و دما را به سطح موردنیاز افزایش دهد. ترموکمپرسورها، نوع ویژه‌ای از کمپرسورهای گازی هستند (شکل ۱) که از جریان محرک برای فشرده‌سازی سیال ثانویه استفاده می‌کنند و فاقد هرگونه تیغه و همچنین بخش متحرک هستند. اساس این روش شتاب‌دهی به جریان اولیه به بالای سرعت صوت با یک نازل همگرا- واگرا و کاهش فشار استاتیکی برای مکش و تراکم سیال دیگر به‌عنوان جریان ثانویه است (Sharifi *et al.*, 2012). مطابق با آنچه که در شکل ۲ نشان داده شده است، اثر تراکم بعد از شوک نرمال در داخل گلویی ترموکمپرسور اتفاق می‌افتد و به‌وسیله بخش منتشرکننده (دیفیوزر) در انتهای ترموکمپرسور تقویت می‌شود. محل ورود جریان‌های مکشی و برانگیخته به همراه مکانیزم اختلاط در شکل ۲ ارائه شده است. فرآیند اختلاط، با توجه به جت فراصوت بالا در تعامل با یک جریان فروصوت با اغتشاش در محفظه همگرایی، ذاتاً فرآیندی پیچیده است. در نتیجه، این پدیده به سختی می‌تواند به‌وسیله یک رابطه خطی بین پارامترهای هندسی و پارامترهای مشخصه توضیح داده شود.

پیش‌بینی دقیق عملکرد ترموکمپرسور باعث افزایش قابلیت اطمینان این فرآیند و افزایش بازده آن می‌شود. در بهبود عملکرد یک سیستم ترموکمپرسور، بررسی جریان داخلی مورد نیاز است. روش‌های نمایش‌دهنده‌ی جریان برای تعیین الگوهای مختلف جریان در جریان محرک ترموکمپرسورها مفید هستند (Myoungkuk *et al.*, 2010).

به‌طور کلی سه جریان مجزا در داخل ترموکمپرسور حضور دارند؛ (۱) جریان محرک یا جریان اولیه: جریانی با فشار و دمای بالاست که

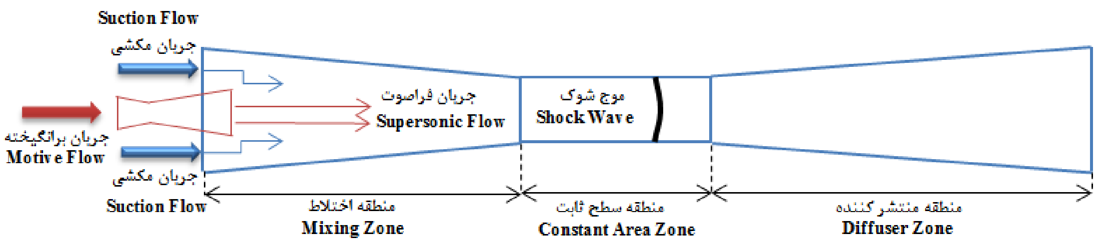
۱- دانشجوی دکتری، دانشگاه ارومیه
۲- استادیار، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه
۳- دانشیار، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه
(*- نویسنده مسئول: Email: a.hasanpour@urmia.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.v10i2.76872

از طریق نازل اولیه وارد ترموکمپرسور می‌گردد. (۲) جریان مکشی یا جریان ثانویه: جریانی با فشار و دمای پایین است که به محفظه اختلاط وارد می‌گردد. این جریان با استفاده از انرژی جنبشی سیال محرک فشرده می‌شود. (۳) جریان تخلیه‌شده یا جریان خروجی: جریان مخلوط شده قبلی بوده و در خروجی با فشار بالاتر از فشار جریان مکشی خارج می‌شود. در انتهای بخش ثابت محفظه جریان مخلوط شده از طریق یک شوک قوی به حالت فروصوت درآمده و انرژی جنبشی به فشار تبدیل می‌شود.



شکل ۱– طرح‌واره‌ی سطح مقطع ترموکمپرسور در طول محور اصلی به‌همراه پارامترهای مهم

Fig.1. Schematic of thermo-compressor cross section along main axis with along main parameters



شکل ۲– مکانیزم عملکرد یک ترموکمپرسور با حضور جریان‌های موثر بر عملکرد آن

Fig.2. Performance mechanism of a thermo-compressor along with effective flow on performance

ویژگی‌های ترموکمپرسور و منحنی عملکردی

دو ویژگی مهم برای ترموکمپرسورهای رایج، پارامترهای نسبت ورودی[1] (ER) و نسبت تراکم[2] (CR) هستند. اولی نرخ جریان جرمی بی‌بعد و دومی فشار بی‌بعد است. تعریف دقیق برای این پارامترها در رابطه‌های (۱) و (۲) آورده شده است:

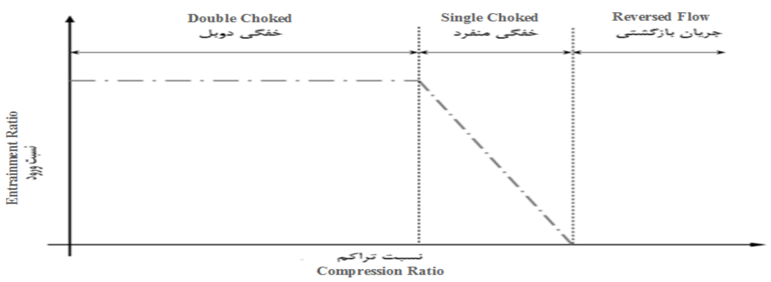
$$ER = \frac{\dot{m}_{suc}}{\dot{m}_{mot}} \quad (۱)$$

$$CR = \frac{P_{dis}}{P_{suc}} \quad (۲)$$

که $\dot{m}_{suc}$ نرخ جریان جرمی مکشی ($kg.s^{-1}$)، $\dot{m}_{mot}$ نرخ جریان جرمی برانگیخته ($kg.s^{-1}$)، P_{dis} فشار تخلیه از بخش دیفیوزر (Pa) و P_{suc} فشار مکشی (Pa) است. مقادیر بالای دو پارامتر (ER و CR)، نشان‌دهنده عملکرد بهتر ترموکمپرسور است. منحنی عملکردی ترموکمپرسور که به‌وسیله پارامترهای حاصل شده از روابط (۱) و (۲) به‌دست می‌آید، در شکل ۳ نشان داده شده است. در این شکل، ER به‌عنوان تابعی از CR نشان داده شده است. طبق این پروفایل عملکردی، رفتار جریان در داخل ترموکمپرسور به سه قسمت، شامل جریان خفه‌شده دوبل[3]، جریان خفه‌شده منفرد[4] و جریان بازگشتی[5] تقسیم می‌شود. در جریان خفه‌شده دوبل فشار خروجی کمتر از بیشترین فشار خروجی است و هر دو نازل در حالت خفگی قرار دارند. به بیان دیگر آن، باعث می‌شود که نرخ جریان برای جریان‌های اولیه و ثانویه ثابت بماند (ER ثابت، مطابق با شکل ۳). در جریان خفه‌شده منفرد، زمانی که فشار خروجی افزایش می‌یابد، حالت خفگی منطقه سطح ثابت از بین می‌رود و شوک به سمت بالاسوی منطقه اختلاط حرکت می‌کند. در جریان بازگشتی، افزایش بیشتر فشار خروجی باعث بازگشت جریان به داخل محفظه مکش می‌شود و در نتیجه ترموکمپرسور کارایی مطلوب خود را از دست می‌دهد.

1- Entrainment Ratio
2- Compression Ratio

3- Double choked
4- Single chocked
5- Reverse



شکل ۳- منحنی عملکردی یک ترموکمپرسور با حالت‌های عملکردی مختلف

Fig.3. Performance curve of a thermo-compressor with different operational mode

دینامیک سیالات محاسباتی با توانمندی بالای خود می‌تواند برای دستیابی به نمایشی از کیفیت جریان در داخل ترموکمپرسور با هزینه معقول مورد استفاده قرار گیرد. اولین مطالعات CFD به‌صورت نسبتاً جامع بر روی ترموکمپرسورها و اجکتورهای فراصوت به حدود سال ۲۰۰۵ برمی‌گردد (Rusly and Aye, 2005; Kim *et al.*, 2007). در تعدادی از مطالعات قبلی، قابلیت تراکم یا آشفتگی در شبیه‌سازی‌ها در نظر گرفته نشده است (Chen *et al.*, 1994; Riffat *et al.*, 1996). از کدهای تجاری فلوئنت برای تفسیر پدیده جریان در داخل ترموکمپرسورها و اجکتورها استفاده شده است (Pianthong *et al.*, 2007). با این وجود، هنوز مطالعه جامعی در خصوص استفاده از این ابزار به‌عنوان رابطی بین بخش تبخیر[1] و بلورسازی[2] و مطالعه تأثیر آن در کاهش مصرف انرژی به‌منظور تولید شکر انجام نگرفته است. یک مطالعه تجربی روی یک روش جدید برای بهبود عملکرد ترموکمپرسور برای سیستم‌های چند اثر[3] تقطیری نمک‌زدایی توسط گرمایش بخار ورودی انجام شد و نتیجه گرفته شد که پیش‌گرمایش بخار ورودی می‌تواند تا حد زیادی نسبت ورودی (ER) ترموکمپرسور را افزایش دهد (Han *et al.*, 2014). تجزیه و تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی و طراحی بهینه از جت پمپ‌ها در قالب یک مطالعه پارامتریک انجام پذیرفت و بیان شد که می‌توان بازده این پمپ‌ها را با جایگزینی‌ها تا حدود ۲۹ درصد افزایش داد (Fan *et al.*, 2001). یک تفسیر تجربی بر روی تأثیر موقعیت نازل برای طراحی ترموکمپرسورهای با عملکرد بالا انجام شد که نشان‌دهنده‌ی تطابقی با کمتر از ۵ درصد خطا بین داده‌های تجربی و شبیه‌سازی شده بود که از مدل آشفتگی k-ε و سیال عملگر R600a برای انجام مطالعات استفاده شد. یک مطالعه مقایسه‌ای نشان‌دهنده این بود که پارامترهای عملکردی ترموکمپرسور می‌توانند به‌خوبی از حالت متقارن محوری که در آن هزینه و زمان کاهش یافته است، به دست آیند (Sharifi and Boroomand, 2013). فرصت اصلی برای فن‌آوری مربوط به ترموکمپرسورها در آینده، چگونگی ترکیب چرخه اجکتوری در سیستم‌های واقعی است (Giacomelli *et al.*, 2016). در ادامه یک مدل تئوری با استفاده از ویژگی گاز کامل برای پیش‌بینی عملکرد اجکتور تحت تمامی حالت‌ها پیشنهاد شده است (Khalid *et al.*, 2018). همچنین از دینامیک سیالات محاسباتی در زمینه‌های دیگر مرتبط با کشاورزی استفاده شده است (Nadi *et al.*, 2017; Rezvanivandefanayi and Nikbakht, 2015).

تئوری بخار مرطوب

تئوری بخار مرطوب، یک تئوری کلاسیک است که توسط وولمر-فرنکل- زلدوویچ[4] برای محاسبه تعداد ذرات مایع استفاده شد (McDonald, 1962; Kantrowitz, 1951)

$$J_{classic}=\frac{q_c}{1+\eta}\left(\frac{2\sigma}{\pi M_{molc}^{3}}\right)^{0.5}\left(\frac{\rho_g^{2}}{\rho_l}\right)\exp\left(-\frac{4\pi r_{crit}^{2}\sigma}{3K_BT}\right) \qquad (۳)$$

q_c ضریب چگالش است که معمولاً واحد در نظر گرفته می‌شود، K_B ثابت بولتزمان بوده و η فاکتور تصحیح غیر هم‌دما است که توسط رابطه (۴) بیان می‌گردد (Simpson, 2005).

$$\eta=2\left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right)\left[\frac{h_{lg}}{RT}\left(\frac{h_{lg}}{RT}-\frac{1}{2}\right)\right] \qquad (۴)$$

h_{lg} گرمای نهان معادل (J)، γ نسبت ظرفیت گرمای ویژه و R ثابت گازها است. شعاع بحرانی هسته توسط فرمول کلوین- هلمهولتز[5] به‌صورت رابطه (۵) بیان می‌شود (Young, 1992).

$$r_{crit}=\frac{2\sigma}{\rho_l RT\ln(S)} \qquad (۵)$$

فرض می‌شود که تشکیل قطرات تنها در این اندازه بحرانی برای قطر کره کوچک اتفاق بیفتد. S نشان‌دهنده، نسبت مافوق اشباع است که به‌صورت رابطه (۶) تعریف می‌گردد:

$$S=\frac{P}{P_{sat}} \qquad (۶)$$

1- Evaporation
2- Crystallization
3- Multi effect
4- Volmer-Frenkel-Zeldovich
5- Kelvin-Helmholtz

در رابطه (۶)، P_{sat} فشار اشباع (Pa) در دمای مربوط به مخلوط است. نرخ رشد قطرات از رابطهٔ (۷) به دست می‌آید (Young, 1992).

$$G=\frac{dr}{dt}=\frac{k_g\Delta T(1-r_{crit}/r)}{\rho_l(h_g-h_l)[r+1.89(1-\nu)l_g/P_{rg}]} \quad (۷)$$

مسیر آزاد متوسط مولکول‌های بخار l_g به‌صورت رابطهٔ (۸) بیان می‌گردد:

$$l_g=\frac{3\mu_g\sqrt{RT}}{2P} \quad (۸)$$

ν فاکتور تصحیح نیمه‌تجربی و ویسکوزیته دینامیکی فاز گاز (Pas.s) است که برای به دست آوردن توافقات دقیق با داده‌های تجربی معرفی می‌گردد (Young, 1982):

$$\nu=\frac{RT_{sat}(p)}{h_{lg}}\left[\zeta-\frac{1}{2}-\left(\frac{2-q_c}{4q_c}\right)\left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1}\right)\right]\left(\frac{RT_{sat}(p)}{h_{lg}}\right) \quad (۹)$$

اختلاف دمای موردنیاز در معادله نرخ رشد می‌تواند به‌وسیله اثرات موینگی مربوطه به قطرات کوچک تعیین گردد (Gyarmathy, 1963).

$$T_l=T_{sat}(p)-T_{sub}\frac{r_{crit}}{r} \quad (۱۰)$$

که r شعاع قطرات و r_{crit} شعاع قطارت بحرانی، $T_{sat}(p)$ دمای اشباع در فشار استاتیکی (°K) و T_l دمای فاز مایع (°K) است.
اثر مادون سرد نتیجه شده از وضعیت غیرتعادلی مخلوط به‌صورت زیر تعریف می‌شود (Gyarmathy, 1976):

$$T_{sub}=T_{sat}(p)-T_g \quad (۱۱)$$

که T_{sub} دمای زیرخنک (خنک کردن مبرد تا زیر دمای اشباع) (°K) و T_g دمای فاز بخار (°K) است.

از این رو طراحی یک ترموکمپرسور بخار برای استفاده از بخار مرده که دارای آنتالپی پایینی است و بالابردن سطح فشار و دمای آن در جهت کاهش مقدار انرژی مورد نیاز در کارخانه‌های تبدیلی مانند شکر و آبمیوه به‌عنوان هدف این مطالعه انتخاب شده است.

مواد و روش‌ها

طراحی ترموکمپرسور

برای طراحی ترموکمپرسور از روش طراحی پیشنهاد شده توسط شریفی و برومند استفاده شده است (Sharifi and Boroomand, 2013). بخار محرک کل مورد نیاز برای فرآیند تبخیر توسط (D_{th}) تعیین می‌گردد و قطر سطح ثابت (D_c)، تعیین‌کننده نرخ جریان جرمی کلی برای بخار فشرده شده ورودی به تبخیرکننده‌ها در این سیستم است. در این شرایط $\dot{m}_{mot}$ نرخ مصرف کل بخار نفوذکننده ورودی به نازل اولیه است که برای نشان دادن شرایط سیال ورودی استفاده می‌شود و $\dot{m}_{product}$ نرخ کل بخار خروجی از ترموکمپرسور می‌باشد که سطح کلی حرارتی مورد نیاز برای چگالش بخار ورودی داخل تبخیرکننده‌ها را تعیین می‌کند. نرخ جریان جرمی داخل یک نازل را می‌توان از رابطه (۱۲) تعیین نمود.

$$\dot{m}=\left(\frac{P_0A}{\sqrt{RT_0}}\right)\left[M\sqrt{\gamma}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2-2\gamma}}\right] \quad (۱۲)$$

که $\dot{m}_{mot}$ نرخ مصرف کل بخار نفوذکننده ورودی به نازل اولیه، A مساحت سطح، T_0 دمای اولیه و γ نسبت ظرفیت گرمای ویژه و M عدد ماخ است.

با فرض شرایط سرعت صوتی در گلوئی و نسبت ظرفیت گرمایی ویژه ثابت ($\gamma=1.3$) برای بخار آب، رابطهٔ (۱۲) را می‌توان برای تخمین دو پارامتر ناشناخته مربوط به سطح (A_{th} و A_c) استفاده نمود. زمانی که سطح گلوئی نازل اولیه (A_{th}) مورد نیاز است، مقادیر از ویژگی‌های بخار محرک مانند فشار کل (P_0)، دمای کل (T_0) و نرخ مصرف بخار ($\dot{m}$) می‌تواند در رابطه استفاده شود.

پارامترهای شکلی بی‌بعد

به‌منظور طراحی یک روند منطقی برای تغییرات هندسی، اندازه‌های شکل به‌صورت پارامترهای بی‌بعد بیان می‌گردند. شکل منطقه اختلاط، یک مخروط ناقص ساده است که از سه اندازه مستقل شامل طول منطقه اختلاط (L_m)، قطر ورودی منطقه اختلاط (D_m) و قطر محفظه ثابت (D_c) تشکیل شده است. حجم این مخروط می‌تواند توسط رابطه (۱۳) ارزیابی شود:

$$V_{\min}=\frac{\pi}{12}L_m(D_c^2+D_cD_m+D_m^2) \quad (۱۳)$$

همچنین برای مقایسه هندسه‌های مختلف پس از آن با معیار قابل قبول، دو پارامترهای بی‌بعد اضافی تعریف می‌شوند.
طول اختلاط بی‌بعد (L/D) نسبت طول منطقه اختلاط (L_m) به قطر منطقه ثابت (D_c) است.

$$L/D=\frac{L_m}{D_c} \quad (۱۴)$$

در ادامه، حجم اختلاط بی‌بعد (V')، نسبت حجم منطقه اختلاط (V_{min}) به توان سوم قطر منطقه ثابت می‌باشد.

$$V'=\frac{V_{\min}}{D_c^3} \quad (۱۵)$$

با توجه به شرایط مرزی در نظر گرفته برای محاسبات دینامیک سیالات محاسباتی، مقادیر D_{th} و D_c ثابت هستند.

روند گام به گام تغییرات هندسه

به‌منظور انتخاب بهترین هندسه برای ترموکمپرسور باید موردی که دارای پارامترهای مشخصه در ارتباط با مقادیر هدف می‌باشد، انتخاب گردد. معمولاً چند سطح برای V' انتخاب می‌شود و برای هر مقدار D_m فرض شده، چند سطح متمایز به‌دست آمده و در آخر

هندسه‌های مرتبط به‌صورت عددی تحلیل می‌شوند. روند زیر برای تغییر ابعاد هندسی اولیه و ارزیابی برای هر مدل ترموکمپرسور استفاده می‌شود:

(۱) ارزیابی یک مقدار منحصر به‌فرد برای گلوئی ترموکمپرسور (D_c) با استفاده از معادله (۱۲)

(۲) انتخاب یک مقدار ویژه برای حجم منطقه اختلاط برای حجم بی‌بعد (V')

(۳) ارزیابی حجم منطقه اختلاط ($V_{\min}$) به‌وسیله رابطه (۱۵)

(۴) فرض یک مقدار دلخواه برای قطر داخلی منطقه اختلاط (D_m)

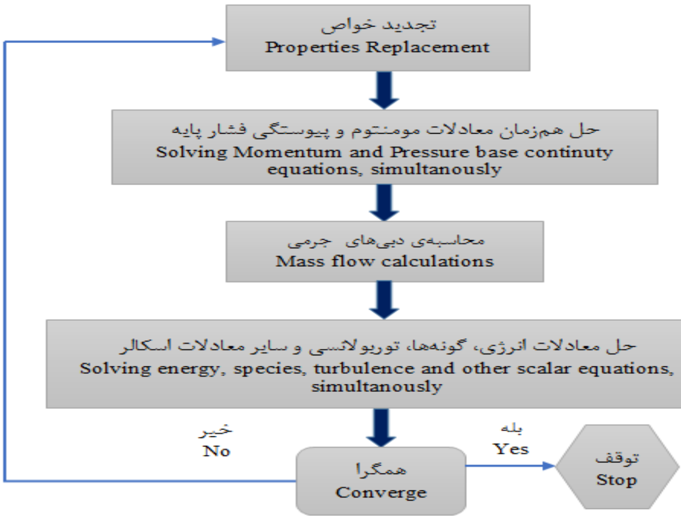
(۵) ارزیابی مقدار طول منطقه اختلاط (L_m) به‌وسیله رابطهٔ (۱۳)

(۶) ایجاد هندسه ترموکمپرسور بر اساس پارامترهای شکل ۱

(۷) تولید یک شبکه محاسباتی مقرون به‌صرفه برای تخمین صحت پدیده جریان داخل ترموکمپرسور

(۸) اعمال حلگر جریان برای منطقهٔ محاسباتی تحت شرایط مرزی مشخص شده

(۹) به دست آوردن یک حل همگرا شده با یک صحت قابل‌قبول



شکل ٤– روند حل مسئله در حلگر بر مبنای چگالی

Fig.4. Problem solving procedure in density base solver

اسکیم[۱] عددی

نرم‌افزار انسیس فلوئنت نسخه ۱۵ که بر اساس روش حجم محدود دینامیک سیالات محاسباتی عمل می‌کند، برای شبیه‌سازی و مشاهده رفتار جریان در داخل ترموکمپرسور مورد استفاده قرار گرفت. معادلات دیفرانسیل جزئی حاکم[۲]، به‌صورت ضمنی با استفاده از حلگر بر پایه چگالی[۳] حل گردید. عبارت‌های انتقال حرارت جابه‌جایی بر اساس اسکیم پیشروی مرتبه دوم گسسته‌سازی شدند.

گام زمانی به‌وسیله شرط عدد کورانت– فردریش– لوی (CFL) تنظیم شد. به دلیل این‌که حل در ابتدا به‌شدت غیرخطی است، عدد کورانت (CFL) روی ۰/۵ تنظیم شده و در انتهای تکرارها با توجه به معیار همگرایی تا ۲۰ افزایش یافت. به‌منظور داشتن نتایج دقیق، باقی‌مانده‌ها روی 10^{-4} تنظیم شدند. سیال، بخار آب است که به‌صورت گاز ایده‌آل فرض می‌شود، حل مسئله در حلگر بر مبنای چگالی در شکل ۴ نشان داده شده است.

معادلات حاکم

حالت عمومی معادلات بقا در سیال تراکم‌پذیر برای شبیه‌سازی الگوی داخلی جریان مورد استفاده قرار گرفت. با در نظر گرفتن جریان ناپایای سه‌بعدی برای بخار، معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی به‌صورت روابط (۱۶) تا (۱۸) نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}=0 \qquad (۱۶)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \qquad (۱۷)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i E+u_i p)=\frac{\partial p}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \tau_{ij}) \qquad (۱۸)$$

که در رابطه‌های فوق ρ چگالی ($kg.m^{-3}$)، u اجزای سرعت ($m.s^{-1}$)، τ تانسور تنش، E انرژی کل (J)، k انرژی جنبشی آشفته ($m^2.s^{-2}$)، T دمای استاتیک (°K) و P فشار استاتیک (Pa) می‌باشند.

1- Scheme
2- Governing PDE (Partial Differential Equations)
3- Density Base (DB)

جدول ۱– ویژگی‌های بخار مورد استفاده
Table 1- Properties of used steam

ویژگی **Property**	مقدار **Value**
مدل گاز ایده‌آل Ideal gas model	چگالی Density
2024 J.(kg.k)$^{-1}$	ظرفیت گرمایی ویژه Specific heat capacity
0.00261 W.(mk)$^{-1}$	ضریب انتقال حرارت رسانش Conduction coefficient
1.34*10^{-5} kg.(ms)$^{-1}$	ویسکوزیته Viscosity
18.015 Kg.(kgmol)$^{-1}$	وزن مولکولی Molecular weight

جدول ۲– اندازه بخش‌های مختلف ترموکمپرسور
Table 2- Values of various parts of thermos-compressor

اندازه **Value (mm)**	شرح **Description**	اندازه **Value (mm)**	شرح **Description**
650	قطر منطقه ثابت Constant area diameter (D_c)	48	قطر گلویی نازل Throat diameter (D_t)
950	قطر خروجی دیفیوزر Diffuser outlet diameter (D_d)	1220	قطر ورودی منطقه اختلاط Mixing inlet Diameter (D_m)
3350	طول دیفیوزر Diffuser length (L_d)	2850	طول منطقه اختلاط Mixing area length (L_m)
8100	طول کل Overall length (L)	1900	طول منطقه ثابت Constant area length (L_c)

مدل‌سازی آشفتگی

در نظر گرفتن مدل آشفتگی مناسب از آن جهت مهم است که پدیده‌ی اختلاط دو جریان در شرایط ویسکوز اتفاق می‌افتد و از این رو، به‌صورت چشم‌گیری الگوی جریان را تحت تأثیر قرار می‌دهد. برای شبیه‌سازی جریان آشفته، با مطالعه منابع علمی و مقالات از حالت تحقق‌پذیر[1] مدل k - ε استفاده شده است. دلیل اصلی استفاده از این روش، علاوه بر بررسی منابع قبلی، پیش‌بینی ویژگی‌های جت ظاهر شده در رژیم‌های جریانی هم‌جهت متقارن محوری است. دو معادله‌ی حاکم اساسی این مدل به‌صورت روابط (۱۹) و (۲۰) بیان می‌گردد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t/\sigma_k)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+S_k \qquad (۱۹)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t/\sigma_\varepsilon)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+S_\varepsilon \qquad (۲۰)$$

که عبارت‌های S_k و S_ε عبارت‌های منبع با توجه به انرژی جنبشی آشفته (k) ($m^2.s^{-2}$)، و نرخ (ε) ($m^2.s^{-3}$)، هستند. این مدل آشفته با رفتارهای نزدیک به دیواره مانند "تابع دیواره استاندارد" سازگار است.

به‌منظور داشتن رفتار سازگار با فرض تابع دیواره استاندارد، دقت ویژه‌ای باید برای مش‌های نزدیک به دیواره‌ها در نظر گرفته شود.

شرایط مرزی

برای حل صحیح مسئله و استخراج میدان‌های حل، تعریف بهترین نوع شرط مرزی از اهمیت بالایی برخوردار است. در شرایط مسئله، دو جریان ورودی متمایز در کنار یک جریان خروجی منفرد وجود دارد. شرط مرزی نوع "فشار ورودی" و "فشار خروجی" برای هر دو جریان اولیه و ثانویه در مرزهای ورودی و خروجی اعمال می‌گردد.

نتایج و بحث

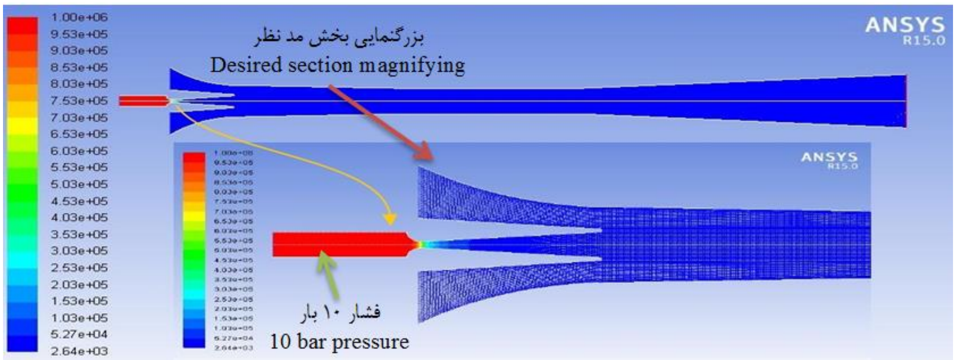
خلاصه‌ای از نتایج در قالب نتایج فشار، سرعت، عدد ماخ و دما ارائه شده است. درک کلی در مورد این خصوصیات برای یک ترموکمپرسور بخار در جهت شناخت رفتار سیال داخل آن فوق‌العاده حائز اهمیت بوده و از نظر استفاده در شرایط عملی بسیار سودمند می‌باشد.

فشار

فشار به‌عنوان مهم‌ترین عامل خروجی یک ترموکمپرسور مطرح است. افزایش فشار بخار خروجی در ترموکمپرسور بخار مرده را تقویت

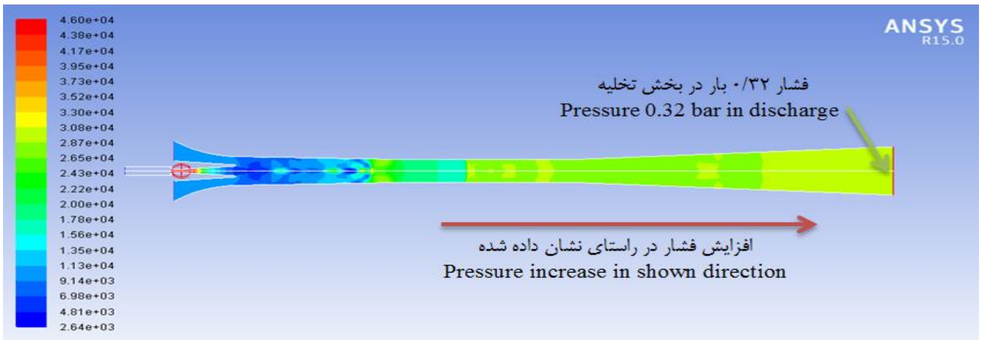
1- Realizable

کرده و باعث افزایش کارایی آن بخار می‌شود. بخاری که تقویت شده به سبب دارا بودن محتوای حرارتی بالا، می‌تواند در بخش‌های دیگر به کار گرفته شود. همان‌طوری‌که از کانتور فشار استاتیکی (شکل ۵) مربوط به خروجی ترموکمپرسور مشخص است، بخار محرک با مقدار فشار ورودی ۱۰ بار از طریق نازل اولیه وارد سیستم ترموکمپرسور می‌گردد. در نازل اولیه سرعت افزایش و در نتیجه فشار کاهش می‌یابد. کاهش فشار در محفظه اختلاط باعث تولید یک منطقه کم فشار می‌شود. این کاهش فشار دلیلی برای مکش جریان ثانویه که دارای فشار پایینی است (حدود ۰/۱ بار) به داخل ترموکمپرسور است. سپس در ادامه مومنتوم دو جریان با یکدیگر ترکیب شده و جریان یکسانی را تشکیل می‌دهند. در ادامه در بخش سطح ثابت شوک‌های فشاری اتفاق می‌افتد که احتمالاً به علت ترکیب دو جبهه فشاری مختلف باشد. در ادامه با ورود به بخش دیفیوزر با توجه به کاهش سرعت ناشی از هندسه ترموکمپرسور، فشار افزایش می‌یابد و در خروجی به مقدار مورد نظر می‌رسد که در حدود ۰/۳۲ بار است (شکل ۶) و این فشار قابلیت استفاده در بخش‌های دیگر کارخانه را خواهد داشت. برای درک بهتر تغییرات نمودار دو بعدی تغییرات فشار در خط تقارن طولی به‌ازای موقعیت ترموکمپرسور در شکل ۷ آورده شده است.



شکل ۵– کانتور فشار مربوط به کل هندسه ترموکمپرسور به‌همراه بزرگنمایی بخش مربوط به نازل اولیه

Fig.5. Pressure contour related to thermos-compressor geometry with magnify the primary nozzle section

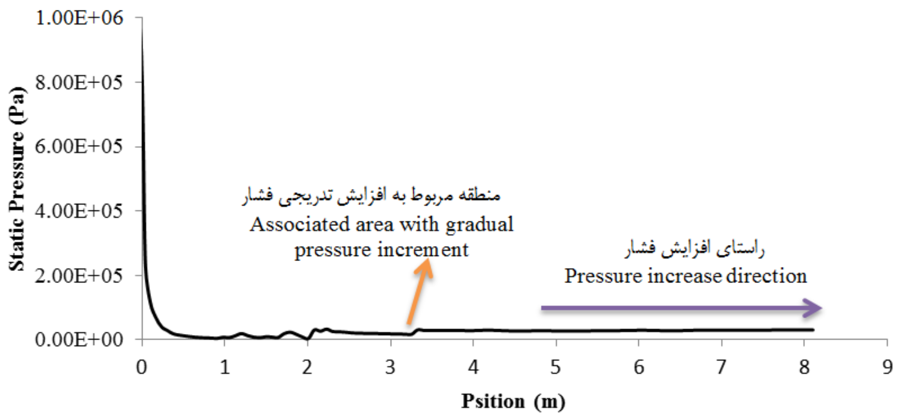


شکل ٦– کانتور فشار مربوط به کل هندسه ترموکمپرسور به‌جز بخش نازل اولیه برای مشاهده دقیق تغییرات

Fig.6. Pressure contour related to thermos-compressor geometry except primary nozzle section to accurate understanding

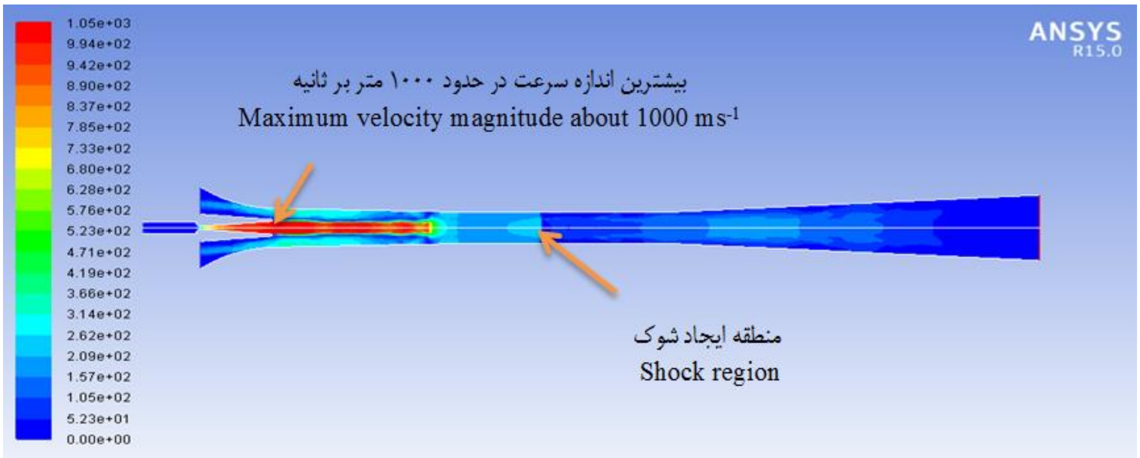
اندازه سرعت و عدد ماخ

از عوامل مهم دیگر در مطالعه رفتار جریان در داخل ترموکمپرسور، سرعت است. این کمیت که ارتباط بسیار نزدیکی با مفهوم مومنتوم در داخل ترموکمپرسور دارد از سرعت‌های بالای ناشی از فشار بالای ورودی و هم‌چنین از هندسه ترموکمپرسور تأثیر می‌پذیرد. طبق انتظار بیشترین مقدار اندازه سرعت بعد از نازل اولیه روی می‌دهد و مقادیر بسیار بالایی (۱۰۰۰ متر بر ثانیه) را تجربه می‌کند که مشخصاً از نظر مومنتوم هم مقدار بسیار بالایی دارد. تغییرات اندازه سرعت از ابتدای بخش سطح ثابت رفته رفته کاهش می‌یابد و نسبتاً یکنواخت‌تر می‌شود. تغییرات به‌ازای کل سطح ترموکمپرسور و همچنین و به‌ازای خط تقارن طولی در قالب یک نمودار دوبعدی با محور موقعیت به‌ترتیب در شکل‌های ۸ و ۹ آورده شده است. آن چیزی که مشهود است، عمده تغییرات ناگهانی در این کمیت مربوط به خروجی نازل اولیه تا قبل از بخش سطح ثابت است.



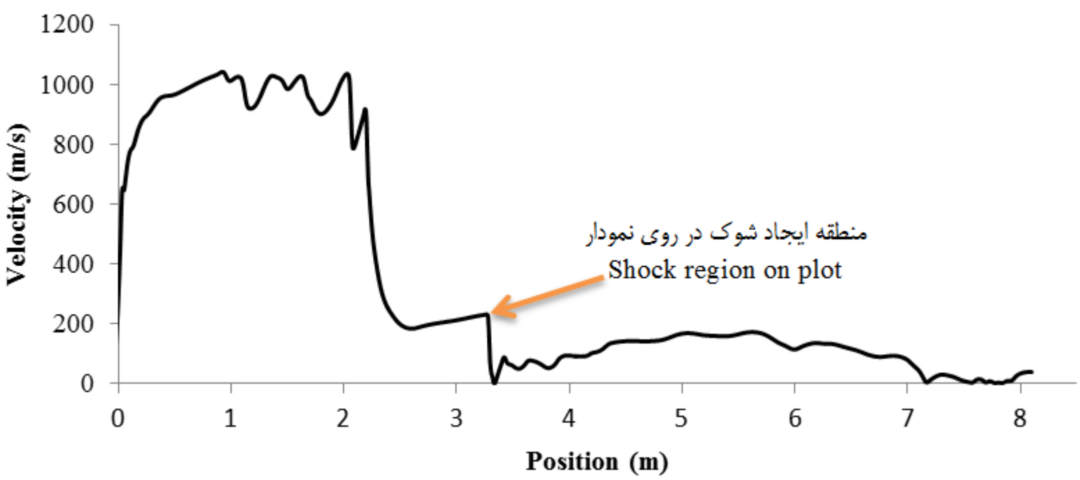
شکل ۷– نمودار فشار در برابر موقعیت روی خط تقارن طولی در داخل ترموکمپرسور

Fig.7. Pressure plot versus position on longitudinal symmetry line inside the thermos-compressor



شکل ۸– کانتور اندازه سرعت در داخل در ترموکمپرسور

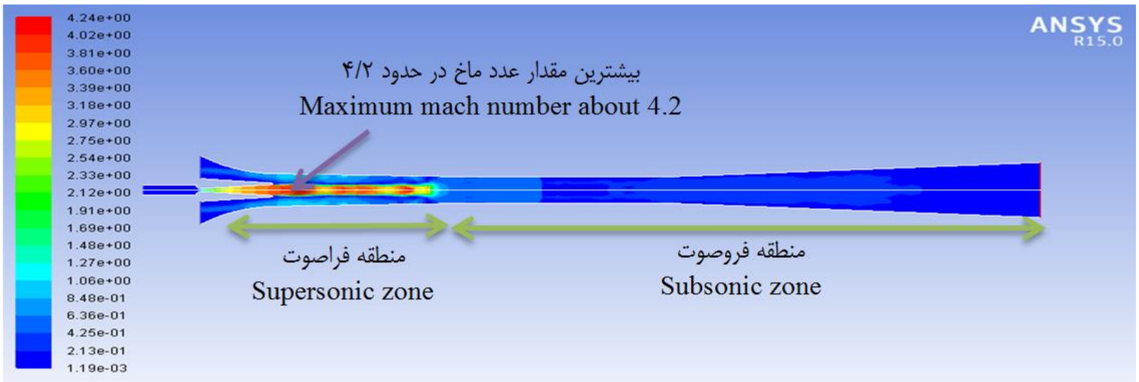
Fig.8. Velocity magnitude contour inside the thermos-compressor



شکل ۹– نمودار اندازه سرعت در برابر موقعیت روی خط تقارن طولی در داخل در ترموکمپرسور

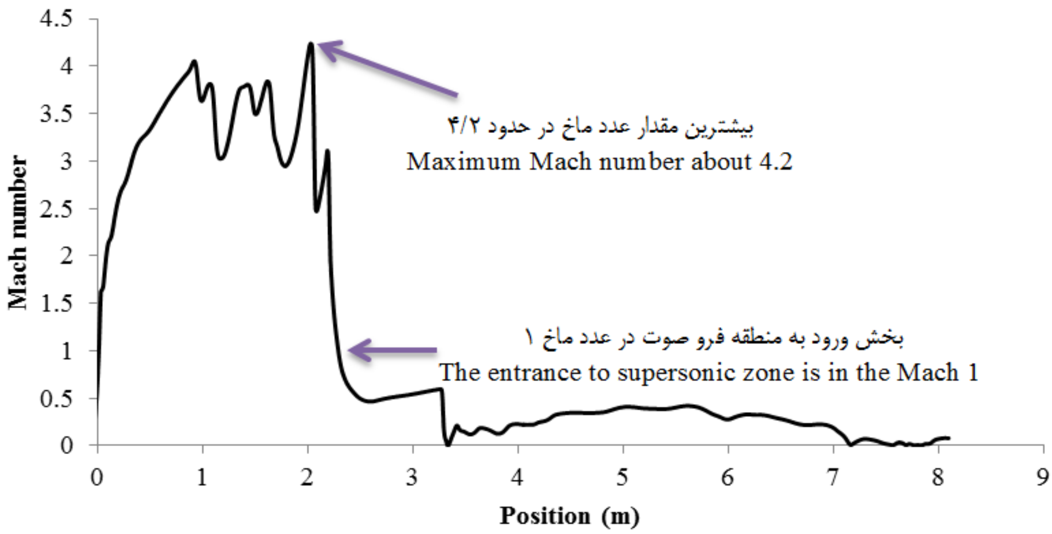
Fig.9. Velocity magnitude plot versus position on longitudinal symmetry line inside the thermos-compressor

در ادامه برای نشان دادن مناطق از نظر صوتی شامل مناطق فروصوت، محدوده صوتی و فراصوت، کانتور مربوط به عدد ماخ در شکل ۱۰ داخل ترموکمپرسور آورده شده است. طبق شاخص، اعداد زیر ۱ نشان‌دهنده مناطق با ویژگی فروصوت، مناطق نزدیک به ۱ مربوط به شرایط محدوده صوتی و اعداد بیشتر از ۱ نشان‌دهنده مناطق فراصوت در حوزه مورد مطالعه است. شکل ۱۱ نیز نمودار مربوط به عدد ماخ در راستای طولی خط تقارن را نشان می‌دهد. مشاهده می‌گردد که بالاترین مقادیر عدد ماخ تا قبل از بخش سطح ثابت اتفاق می‌افتد، چرا که در این منطقه بیشترین مقدار سرعت را شاهد هستیم.



شکل ۱۰– کانتور عدد ماخ در داخل در ترموکمپرسور

Fig.10. Mach number contour inside the thermos-compressor

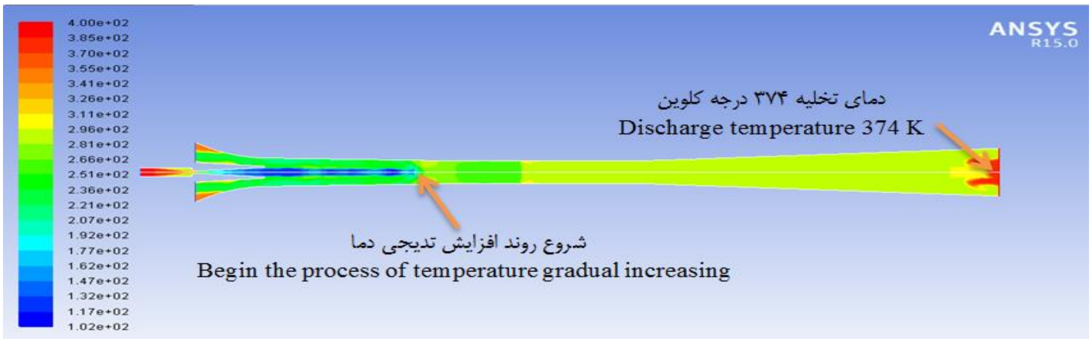


شکل ۱۱– نمودار عدد ماخ در برابر موقعیت روی خط تقارن طولی در داخل در ترموکمپرسور

Fig. 11. Much number plot versus position on longitudinal symmetry line inside the thermos-compressor

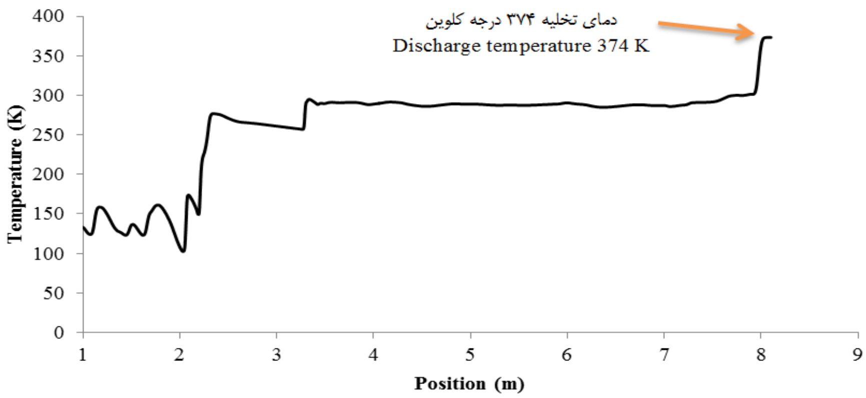
دما

از دیگر ویژگی‌های مهم یک جریان، دمای آن جریان است. توزیع دمایی داخل ترموکمپرسور به‌صورت کانتور در شکل ۱۲ آورده شده است. مقدار بالای دمای ورودی مربوط به بخار محرک در خروجی نازل اولیه به شدت کاهش می‌یابد و حتی در بخش‌هایی به حدود ۱۱۰ کلوین می‌رسد. به دلیل مومنتوم بسیار بالای جریان در این بخش، همچنان فاز سیال به‌صورت گاز باقی می‌ماند و از نقطه نظر دینامیک سیالات قابل توجیه است. در ادامه و در بخش سطح ثابت، دما تقریباً ثابت است تا این‌که در داخل بخش دیفیوزر دوباره رفته رفته دما افزایش یافته و در خروجی این افزایش سرعت بیشتری به خود می‌گیرد. دمای بالای جریان خروجی ترموکمپرسور سبب افزایش کارایی بخار خروجی به جهت افزایش در آنتالپی آن می‌شود. نمودار دوبعدی تغییرات دما در راستای خط تقارن طولی در مقابل موقعیت در داخل ترموکمپرسور در شکل ۱۳ ارائه شده است که برای افزایش درک شهودی فرآیند داخل ترموکمپرسور می‌تواند بسیار مفید باشد.



شکل ۱۲– کانتور توزیع دما در داخل در ترموکمپرسور

Fig.12. Temperature distribution contour inside the thermos-compressor



شکل ۱۳– نمودار توزیع دما در برابر موقعیت روی خط تقارن طولی در داخل در ترموکمپرسور

Fig.13. Temperature distribution plot versus position on longitudinal symmetry line inside the thermos-compressor

جدول ۳– فشار و دمای مرزهای مختلف ترموکمپرسور

Table 3- Pressure and temperature of different boundaries of thermos-compressor

نوع جریان Flow type	دما Temperature (°K)	فشار Pressure (bar)
جریان اولیه Primary Flow	413	10
جریان ثانویه Secondary Flow	353	0.1
جریان تخلیه Discharge Flow	374	0.32

از نقطه‌نظر انطباق نتایج، نتایج به‌دست آمده از روند بسیار خوبی از نظر الگو با کارهای انجام گرفته مشابه در بخش‌های صنعتی و مطالعات انجام شده را دارد (Sharifi *et al.*, 2012; Sharifi and Boroomand, 2013).

نتیجه‌گیری

همان‌گونه که نشان داده شد نتایج مربوط به فشار، سرعت، عدد ماخ و هم‌چنین دما در طول یک ترموکمپرسور و با اهمیت بیشتر در خروجی آن مورد مطالعه قرار گرفت. با مد نظر قرار دادن اهمیت خصوصیات ترمودینامیکی بخار در کارخانه‌های تبدیلی و همچنین صنعتی شناخت کامل از فعل و انفعالات داخل ترموکمپرسور فوق‌العاده سودمند خواهد بود. اهمیت خصوصیات مورد بحث زمانی مشخص‌تر می‌گردد که ارتباط تنگاتنگی بین هرکدام از این عوامل و مصرف انرژی در یک کارخانه و یا هر واحد تولید صنعتی وجود دارد.

مشاهده گردید که ترموکمپرسور طراحی شده قادر به افزایش سرعت و دما در محدوده مطلوب برای تبدیل بخار مرده غیرقابل

مصرف به بخار با سطح فشار و دمای مدنظر است که با این عمل، از انرژی دوباره مصرفی در بویلر برای تولید دوباره بخار زنده از بخار مرده برگشتی جلوگیری کرده و سبب کاهش مصرف انرژی و در کنار آن کاهش هزینه‌های مربوط به سوخت در کارخانه خواهد شد. بخار تولیدشده با دارا بودن فشار و دمای بالاتر می‌تواند در بخش‌های مختلف کارخانه از جمله بخش بلورسازی مورد استفاده قرار گیرد.

از نقطه‌نظر مدل اغتشاشی مورداستفاده در شبیه‌سازی‌های عددی نتیجه گرفته شد که حالت تحقق‌پذیر مدل k - ε به دلیل پیش‌بینی ویژگی‌های جت ظاهرشده در رژیم‌های جریانی هم‌جهت متقارن محوری از قابلیت بالایی برای شبیه‌سازی جریان‌های سیال در داخل ترموکمپرسور برخوردار است.

References

1. Chen, F., C. F. Liu, and J. Y. Yang. 1994. Supersonic flow in the second-throat ejector–diffuser system. Journal of Spacecraft and Rockets 31 (1): 123-129.
2. Fan, J., J. Eves, H. M. Thompson, V. V. Toropov, N. Kapur, and D. Copley. 2011. Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps. Computers & Fluids 46: 212- 217.
3. Giacomelli, F., G. Biferi, F. Mazzelli, and A. Milazzo. 2016. CFD Modeling of the Supersonic Condensation inside a Steam Ejector. Energy Procedia 101: 1224-1231.
4. Gyarmathy, G. 1963. On the growth rate of droplets in a supersaturated atmosphere. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik 14 (13): 280-293.
5. Gyarmathy, G. 1976 .Condensation in flowing steam, a von-Karman institute book on two-phase steam flow in turbines and separators. Hemisphere 127-89.
6. Han, B., Z. Liu, H. Wu, and Y. Li. 2014. Experimental study on a new method for improving the performance of thermal vapor compressors for multi-effect distillation systems. Desalination 344: 391-3955.
7. Kantrowitz, A. 1951. Nucleation in very rapid vapor expansions. The Journal of Chemical Physics 19:1097-1100.
8. Khalid, K. A., M. A. Antar, A. Khalifa, O. A. Hamed. 2018. Allocation of thermal vapor compressor in multi effect desalination systems with different feed configurations. Desalination 426: 164-173.
9. Kim, S. D., I. S. Jeong, and D. J. Song. 2007. A computational analysis of unsteady transonic/ supersonic flows over backward facing step in air jet nozzle. Journal of Mechanical Science and Technology 21 (2): 336-348.
10. McDonald, J. E. 1962. Homogeneous nucleation of water vapor condensation: I. Thermodynamic aspects. American Journal of Physics 30: 870-877.
11. MyoungKuk, J., T. Utomo, J. Woo, Y. H. Lee, H. M. Jeong, and H. S. Chung. 2010. CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor. Energy 35: 2694-2702.
12. Naddi, F., S. A. Mehdizadeh, and U. N. Zonuz. 2017. Comparing between predicted output temperature of flat-plate solar collector and experimental results: computational fluid dynamics and artificial neural network. Journal of Agricultural Machinery 7 (1): 298-311. (In Farsi).
13. Pianthong, K., W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, and S. Aphornratana. 2007. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. Energy Conversion and Management 48: 2556-2564.
14. Rezvanivandefanayi, A., and A. M. Nikbakht. 2015. A CFD Study of the Effects of Feed Diameter on the Pressure Drop in Acyclone Separator. International Journal of Food Engineering 11: 71-77.
15. Riffat, S. B., G. Gan, and S. Smith. 1996. Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps. Applied Thermal Engineering 16: 291-297.
16. Rusly, E., and L. Aye. 2005. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. International Journal of Refrigeration 28: 1092-1100.
17. Shari, N., M. Boroomand, and R. Kouhikamali. 2012. Wet steam flow energy analysis within thermo-compressors. Energy 47: 609-619.
18. Sharifi, N., and M. Boroomand. 2013. An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment. Part 2. Development of design method by using comprehensive characteristic curves. Energy Conversion and Management 69: 228-237.
19. Simpson, D. A., and A. J. White. 2005. Viscous and unsteady flow calculations of condensing steam in nozzles. International Journal of Heat and Fluid Flow 26: 71-79
20. Young, J. B. 1982. The spontaneous condensation of steam in supersonic nozzles. Physicochemical Hydrodynamics 3 (1): 57-82.
21. Young, J. B. 1992. Two-dimensional non-equilibrium wet-steam calculations for nozzles and turbine cascades. Journal of Turbomachinery 114: 569-578.

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 10, No. 2, Fall- Winter 2020, p. 241-253

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۱۰، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۹، ص ۲۵۳-۲۴۱

Study of The Vapor Thermo-Compressor to Reduce Energy Consumption in the Sugar Production Line using Computational Fluid Dynamics

A. Rezvanivand fanaei[1], A. Hasanpour[2*], A. M. Nikbakht[3]

Received: 02-12-2018
Accepted: 22-01-2019

Introduction

Large industrial factories often discharge significant quantities of low-pressure steam (dead steam) into the atmosphere, which causes energy losses. Retaining low-pressure steam content reduces boiler load, resulting in energy savings and lower costs for the fuel consumption (for example, gas consumption bill in a factory). The boosted-pressure steam is used in processes such as distillation, hot water production, space heating or vacuum generation. If the vapor pressure for the intended application is low, a thermo-compressor is able to increase the pressure and temperature to the required level. Thermo-compressors are a special type of gas compressor that uses an actuator to compress secondary fluid and does not have any blades or moving parts. The accurate prediction of the thermo-compressor performance improves the reliability of this process and increases its efficiency.

Materials and Methods

Two important characteristics for the current thermo-compressors are entrainment ratio (ER) and compression ratio (CR). The first is the dimensionless mass flow rate, and the second is the dimensionless pressure. The wet steam theory as a classic theory is used by Wolmer-Frankel-Zeldovich to calculate the amount of liquid particles. In order to select the best geometry for the thermo-compressor among all possible geometries, the performance of each model must be compared with other models. In following, the case that includes characteristic parameters associated with the target values has been selected.

The commercial Ansys Fluent Versions 15, based on the finite volume method (FVM) was used to simulate and monitoring the flow behavior inside the thermo-compressor. The governing partial differential equations (PDE) were solved implicitly using a density-based solution. The convective heat transfer terms were discriminated based on the second-order upwind scheme. The non-linear governing equations were solved using the implicit coupling solver and the standard wall function was used near the wall. Given the three-dimensional flow for steam, the equations of mass conservation, momentum, and energy were written. The Realizable k - ε model was used to simulate turbulences in the flow.

Results and Discussion

A summary of the results is presented in terms of the results of pressure, velocity magnitude, Mach number and temperature. A general understanding of this characteristic for a thermo-compressor is extremely important for recognizing the fluid flow inside it, and it is very useful for practical use. Pressure is the most important factor in the recharge section of a thermo-compressor. Increasing the recharge vapor pressure in a thermos-compressor revival the dead steam and increases the steam efficiency. The revival steam can be used in other parts because of their high thermal content. Another important factor in the study of flow behavior inside the thermocouple is velocity magnitude. This quantity, which is closely related to the concept of momentum inside the thermocouple, had high influences from high pressure inputs as well as the thermo-compressor geometry. The highest amount of velocity occurs after the initial nozzle and had a very high magnitude (1000 ms^{-1}), which was also remarkably high in Monnet's terms. Another important characteristic of a flow is the temperature of the stream. The high input temperature associated with motive vapor at the outlet of the primary nozzle was sharply reduced, even in some section reached to 110 °Kelvin. Due to the very high flow momentum in this section, the fluid phase remained gas and it can be justified from the point of view of the fluid dynamics.

Conclusions

Considering the importance of thermodynamic properties of steam in conversion and industries, it would be extremely beneficial to fully understand the interactions inside the thermocouple compressor. The importance of the discussed characteristics is more specific when there is a close relationship between each of these factors and energy consumption in a factory or in any industrial production unit. It was observed that the designed thermos-compressor was able to increase the velocity and temperature in a desirable range for the conversion of non-

1- Ph.D. student, Biosystems Engineering Department, Faculty of Agriculture, Urmia University, Urmia, Iran
2- Assistant Professor, Biosystems Engineering Department, Faculty of Agriculture, Urmia University, Urmia, Iran
3- Associate Professor, Biosystems Engineering Department, Faculty of Agriculture, Urmia University, Urmia, Iran
(*- Corresponding Author Email: a.hassanpour@urmia.ac.ir)

consumable vapor to the pressure and temperature. It was concluded that the Realizable k - ε model due to the prediction of the jet characteristics appearing in the flow regimes for axial symmetry had a high ability to simulate fluid flows inside the thermos-compressor.

Keywords: Computational fluid dynamics, Consumption energy, Control volume method, Thermo-compressor